

VŠB – Technická Univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Čerpadla v jaderných elektrárnách

Pumps in Nuclear Power Plants

Student: Ján Václavík
Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

Ostrava 2012

Zadání bakalářské práce

Student: **Ján Václavík**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení
Téma: Čerpadla v jaderných elektrárnách
Pumps in Nuclear Power Plants

Zásady pro vypracování:

Na základě rešerže vypracujte přehled používaných uspořádání čerpadel pro jaderné elektrárny s jejich krátkou charakteristikou. V práci budou uvedeny základní výpočtové vztahy, přičemž se autor práce může zaměřit i na konkrétní části jejich konstrukce.

Získání znalostí o dosud využívaných konstrukčních variantách s ohledem na jejich nedostatky, výhody a oblasti použití.

Měl by být utvořen i základní náhled na některé problémy při jejich návrhu.

Proveďte výpočetní návrh vybraného čerpadla vhodného pro I. nebo II. okruh.

Seznam doporučené odborné literatury:

HEJZLAR, Radko. *Stroje a zařízení jaderných elektráren*. Díl 1 a 2. Vydavatelství ČVUT v Praze, 2005. 385 s. ISBN 80-01-03189-6.

MÁTAL, Oldřich. *Jaderné reaktory a jejich chlazení*. Nakladatelství CERN VUT v Brně. 2001. 116 s. ISBN 80-214-2028-6.

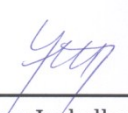
HEZOUČKÝ, František. *Základy teorie provozních režimů jaderných elektráren s tlakovodními reaktory*. Vydavatelství ČVUT v Praze, 2005. 185 s. ISBN 80-01-03324-4.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry





prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

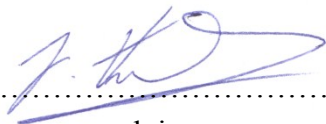
V Ostravě: 21. 5. 2012


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užití díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požádat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21. 5. 2012


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Ján Václavík

Adresa trvalého pobytu autora práce: Písečná 519, Ostrava-Vřesina, 742 85

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Vypracoval: Ján Václavík

Vedoucí: prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

Cílem této bakalářské práce je hlubší seznámení se s jednotlivými typy čerpadel, především jejich konstrukcemi, vlastnostmi a parametry. V první řadě se zaměříme na rozdělení čerpadel podle druhu přeměny energie, a to na hydrodynamická a hydrostatická. Dále uvedeme nejdůležitější čerpadla použitá v primárním a sekundárním okruhu jaderné elektrárny a taky čerpadla, která jsou použita pro havarijní systémy, včetně popisu jednotlivých systémů. Na závěr provedeme výpočetní návrh konkrétního čerpadla, které bude použito při navržení vhodného čerpacího systému pro chlazení bazénu s vyhořelým jaderným palivem.

Klíčová slova: čerpadlo, jaderné elektrárny, čerpací systém

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

Author: Ján Václavík

Supervisor: prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

The aim of this thesis is a deeper familiarity with the various types of pumps, especially their structures, properties and parameters. First, we focus on the separation of pumps according to the type of energy transformation, on the hydrodynamic and hydrostatic. Further, we will state the most important pumps used in primary and secondary circuit of nuclear power plants and also pumps which are used for emergency systems, including a description of individual systems. In conclusion, we will design a specific compute for the pump which will be used in designing a suitable pump system for cooling the pool of spent nuclear fuel.

Key words: Pump, Nuclear Power Plants, pumping system

Bibliografická citace:

Václavík, J. *Čerpadla v jaderných elektrárnách: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 51 s. Vedoucí práce: prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN	9
1 ÚVOD.....	11
2 ČERPADLA	12
2.1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ ČERPADEL	12
2.2 POROVNÁNÍ HYDROSTATICKÝCH A HYDRODYNAMICKÝCH ČERPADEL	12
2.3 SCHÉMATICKÉ ROZDĚLNÍ ČERPADEL	13
2.4 FYZIKÁLNÍ VELIČINY ČERPADEL	14
3 NEJDŮLEŽITĚJŠÍ ČERPADLA V JADERNÉ ELEKTRÁRNĚ	16
3.1 ČERPADLA PRIMÁRNÍHO OKRUHU	17
3.1.1 Hlavní cirkulační (oběhová) čerpadla primárního okruhu.....	17
3.1.1.1 Zapouzdřená čerpadla	18
3.1.1.2 Čerpadla s těsněním hřídele	20
3.1.2 Doplnovací čerpadla	22
3.1.3 Čerpadla meziokruhu SOR	22
3.1.4 Čerpadla meziokruhu HCČ.....	22
3.1.5 Havarijní doplnovací čerpadla	22
3.1.6 Čerpadla sprchového systému	23
3.2 ČERPADLA SEKUNDÁRNÍHO OKRUHU	23
3.2.1 Napájecí čerpadla (napáječky).....	23
3.2.2 Chladicí čerpadla	25
3.2.3 Kondenzátní čerpadla	26
4 HAVARIJNÍ SYSTÉMY	27
4.1 SPRCHOVÝ SYSTÉM	27
4.1.1 Účel systému.....	27
4.1.2 Technický popis zařízení	27
4.2 NÍZKOTLAKÝ SYSTÉM HAVARIJNÍHO A NORMÁLNÍHO DOCHLAZOVÁNÍ AKTIVNÍ ZÓNY	28
4.2.1 Účel systému.....	28
4.2.2 Technický popis zařízení	28
4.3 SYSTÉM HAVARIJNÍHO VYSOKOTLAKÉHO DOPLŇOVÁNÍ A VSTŘIKOVÁNÍ	30
4.3.1 Účel systému.....	30
4.3.2 Technický popis zařízení	30
4.4 SYSTÉM OHŘEVU NÁDRŽE HAVARIJNÍ ZÁSoby KYSELINY BORITÉ	34
4.4.1 Účel systému.....	34
4.4.2 Technický popis zařízení	34

5 SCHÉMA NAPÁJECÍCH STANIC PRO JADERNÉ ELEKTRÁRNY	36
5.1 SCHÉMA NAPÁJECÍ STANICE BLOKU 440 MW JADERNÉ ELEKTRÁRNY DUKOVANY	36
5.2 SCHÉMA NAPÁJECÍ STANICE BLOKU 1000 MW JADERNÉ ELEKTRÁRNY TEMELÍN	36
6 NAVRŽENÍ ČERPACÍHO SYSTÉMU PRO CHLAZENÍ BAZÉNU S VYHOŘELÝM JADERNÝM PALIVEM.....	37
6.1 ZADÁNÍ	37
6.2 SCHÉMA	37
6.3 URČENÍ PRACOVNÍHO BODU ČERPADLA	38
6.4 GRAFICKÉ ŘEŠENÍ	41
6.5 STANOVENÍ HYDRAULICKÉHO VÝKONU A PŘÍKONU ČERPADLA	42
6.6 STANOVENÍ CHARAKTERISTIKY OCELOVÉHO POTRUBÍ	43
6.7 ZÁVĚR.....	47
7 ZÁVĚR	48
8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	50
9 SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A TABULEK	51

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

D_s	Průměr sacího potrubí	[m]
D_v	Průměr výtlačného potrubí	[m]
H	Dopravní výška čerpadla	[m]
P	Hydraulický příkon čerpadla	[W]
P	Příkon čerpadla	[W]
P_h	Hydraulický výkon čerpadla	[W]
P_u	Užitečný výkon čerpadla	[W]
\dot{Q}_m	Hmotnostní průtok čerpadla	[kg · s ⁻¹]
\dot{Q}_v	Objemový průtok čerpadla	[m ³ · s ⁻¹]
Re_M	Mezní Reynoldsovo číslo	[1]
Re_s	Reynoldsovo číslo v sacím potrubí	[1]
Re_v	Reynoldsovo číslo ve výtlačném potrubí	[1]
S_s	Průřez sacího potrubí	[m ²]
S_v	Průřez výtlačného potrubí	[m ²]
$Y, Y_{\check{c}}$	Měrná energie čerpadla	[J · kg ⁻¹]
Y_s	Měrná energie ve vstupním průřezu čerpadla	[J · kg ⁻¹]
Y_p	Měrná energie potrubí	[J · kg ⁻¹]
d_s	Průměr sacího potrubí	[m]
d_v	Průměr výtlačného potrubí	[m]
g	Gravitační zrychlení	[m · s ⁻²]
h_g	Výškový rozdíl hladin	[m]
h_{zs}	Ztrátová výška sacího potrubí	[m]
h_{zv}	Ztrátová výška výtlačného potrubí	[m]
k	Absolutní drsnost potrubí	[m]
l	Rozdíl polohových výšek výstupního a vstupního průřezu čerpadla	[m]
l_s	Délka sacího potrubí	[m]
l_v	Délka výtlačného potrubí	[m]
n	Otáčky hřídele čerpadla	[min ⁻¹]
n_b	Součinitel rychloběžnosti čerpadla	[1]
n_q	Měrné otáčky čerpadla	[1]
p_s	Tlak ve vstupním průřezu čerpadla	[Pa]
p_v	Tlak ve výstupním průřezu čerpadla	[Pa]
v_s	Rychlost proudění v sacím potrubí	[m · s ⁻¹]
v_v	Rychlost proudění ve výtlačném potrubí	[m · s ⁻¹]
w_s	Střední rychlost kapaliny ve vstupním průřezu čerpadla	[m · s ⁻¹]
w_v	Střední rychlost kapaliny ve výstupním průřezu čerpadla	[m · s ⁻¹]
z_s	Polohová výška vstupního průřezu čerpadla	[m]

ζ_s	Ztrátový součinitel v sacím potrubí	[1]
ζ_v	Ztrátový součinitel ve výtlačném potrubí	[1]
η	Účinnost čerpadla	[1]
λ_s	Součinitel tření v sacím potrubí	[1]
λ_v	Součinitel tření ve výtlačném potrubí	[1]
ν	Kinematická viskozita vody	[m ² ·s ⁻¹]
π	Bezrozměrový parametr	[1]
ρ	Střední hustota kapaliny v čerpadle	[kg·m ⁻³]

1 ÚVOD

Počátky vývoje čerpadel spadají do historie, kde jsou spjaty s velkým úsilím lidstva přepravovat snadno a rychle vodu či jiné kapaliny. V historii se k manipulaci s vodou používalo nádob zavěšených na koncích tyčí, později se nádoby upevňovaly na lana nebo řetězy, které se namotávaly na válec těchto zařízení, kde potřebnou práci však museli vyvinout lidé nebo zvířata. Dalším vývojem vznikly stroje, které již využívaly přírody a to větrné motory nebo čerpací kola.

V pozdějších dobách, byla zkonstruována čerpadla, jak je již známe dnes, která byla schopna vodu nasávat, ale dokonce i vytlačit do míst o několik metrů výše. Mezi první čerpadla patřily čerpadla hydrostatická, konkrétně pístová, které využívají tlakové energie. Taková čerpadla již byla vyrobena ve středověku, důkazem jsou vykopávky v Pompejích pístového čerpadla s kulovými ventily.

Čerpadla jsou v dnešní době nepostradatelnou součástí energetických strojů, které jsou zkonstruovány tak, že k jejich provozu je použití čerpadel takřka nutností. Uplatňují se v mnoha pracovních odvětvích např.: vodním hospodářstvím, energetice, zemědělství, farmaceutickém průmyslu a dalších.

2 Čerpadla

2.1 Základní rozdělení čerpadel

Dle způsobu, jakým se přeměňuje mechanická práce na potenciální energii, se rozdělují čerpadla na dvě základní skupiny:

Hydrostatická - objemová

Jsou čerpadla s přímou přeměnou mechanické energie v potenciální energii hydraulickou. Objemovými čerpadly jsou nazývány, protože objem kapaliny procházející periodicky strojem je konstantní a je dán geometrií pracovního prostoru.

Pracují tak, že pracovní element např. píst tlačí přímo na kapalinu v pracovním prostoru, tím ji vytlačuje a vzniká tlaková (potenciální) energie.

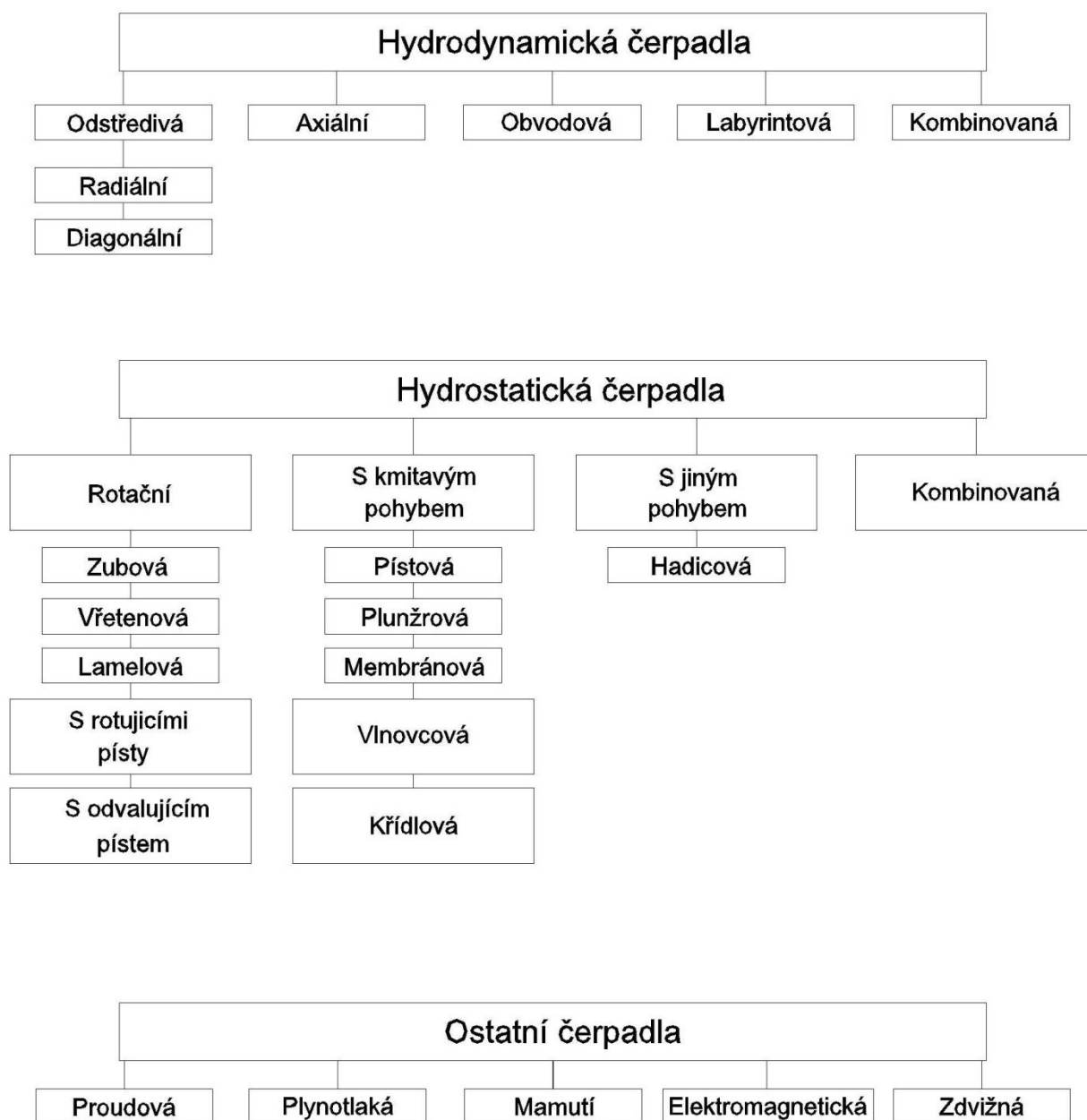
Hydrodynamická - odstředivá

Jsou čerpadla s nepřímou přeměnou mechanické energie v potenciální energii hydraulickou. Dochází ke dvojí přeměně energie, kdy hnací motor dodává mechanickou práci, která se z části přemění na pohybovou energii kapaliny (kapalina získává určitou rychlost proudění) a pak se až ve výtlačném hrdle přemění pohybová energie na energii potenciální.

2.2 Porovnání hydrostatických a hydrodynamických čerpadel

- hydrostatická čerpadla dosahují větší účinnosti oproti čerpadlům hydrodynamickým
- u hydrostatických čerpadel nemá velikost stroje výrazný vliv na účinnost
- při konstantních otáčkách dodávají téměř shodné objemy kapalin, proto se označují často jako objemová čerpadla, kdežto u hydrodynamických čerpadel závisí dodávaný objem kapaliny na dopravní výšce
- hydrostatická čerpadla jsou náchylnější na mechanické nečistoty

2.3 Schématické rozdělení čerpadel



Obr. 2. 1 Rozdělení čerpadel [2]

2.4 Fyzikální veličiny čerpadel

Základními parametry u čerpadel jsou:

Objemový průtok	\dot{Q}_v	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
Hmotnostní průtok	$\dot{Q}_m = \dot{Q}_v \cdot \rho$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
Měrná energie čerpadla	Y	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
Otáčky hřídele čerpadla	n	$[\text{s}^{-1}], [\text{min}^{-1}]$

$$Y = \frac{p_v - p_s}{\rho} + \frac{w_v^2 - w_s^2}{2} + g \cdot l \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.1)$$

kde	p_v	$[\text{Pa}]$	je tlak ve výstupním průřezu čerpadla
	p_s	$[\text{Pa}]$	je tlak ve vstupním průřezu čerpadla
	ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	je střední hustota kapaliny v čerpadle
	w_v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	je střední rychlost kapaliny ve výstupním průřezu čerpadla
	w_s	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	je střední rychlost kapaliny ve vstupním průřezu čerpadla
	g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	je gravitační zrychlení
	l	$[\text{m}]$	je rozdíl polohových výšek výstupního a vstupního průřezu čerpadla

V rovnici (2.1) má téměř vždy rozhodující význam pouze prvním člen na pravé straně rovnice, který je určován jako rozdíl tlaků $\Delta p = p_v - p_s$, který má čerpadlo překonávat. Zbývající dva členy jsou většinou zanedbatelné.

Užitečný výkon čerpadla

$$P_u = \dot{Q}_m \cdot Y = \rho \cdot \dot{Q}_v \cdot Y \quad [\text{W}] \quad (2.2)$$

Příkon čerpadla

$$P = \frac{\rho \cdot \dot{Q}_v \cdot Y}{\eta} = \frac{\dot{Q}_m \cdot Y}{\eta} \quad [\text{W}] \quad (2.3)$$

kde $\eta = \frac{P_u}{P}$ je účinnost čerpadla.

Důležitá může být i měrná energie ve vstupním průřezu čerpadla $Y_s = [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$, která je vnějším měřítkem sací schopnosti čerpadla a zároveň jeho kavitační odolnosti.

$$Y_s = \frac{p_s}{\rho} + \frac{w_s^2}{2} + g \cdot z_s \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.4)$$

kde z_s $[\text{m}]$ je polohová výška vstupního průřezu čerpadla.

Součinitel rychloběžnosti čerpadla

$$n_b = n \cdot \frac{\dot{Q}_v^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad [1] \quad (2.5)$$

Hodnota součinitele rychloběžnosti čerpadla n_b je velmi malá (rozsah 0,025 až 1), proto se v praxi někdy používá jejího násobku:

$$n_q = 333 \cdot n_b \quad [1] \quad (2.6)$$

dříve nazýván měrnými otáčkami čerpadla.

(Konstanta uvedená ve vztahu (2.6) je dána: $9,80665^{3/4} \cdot 60 \approx 333$)

Zmíněné měrné otáčky čerpadla n_q se počítaly ze vztahu:

$$n_q = n \cdot \frac{\dot{Q}_v^{1/2}}{H^{3/4}} \quad [1] \quad (2.7)$$

kde n $[\text{min}^{-1}]$ byly otáčky čerpadla

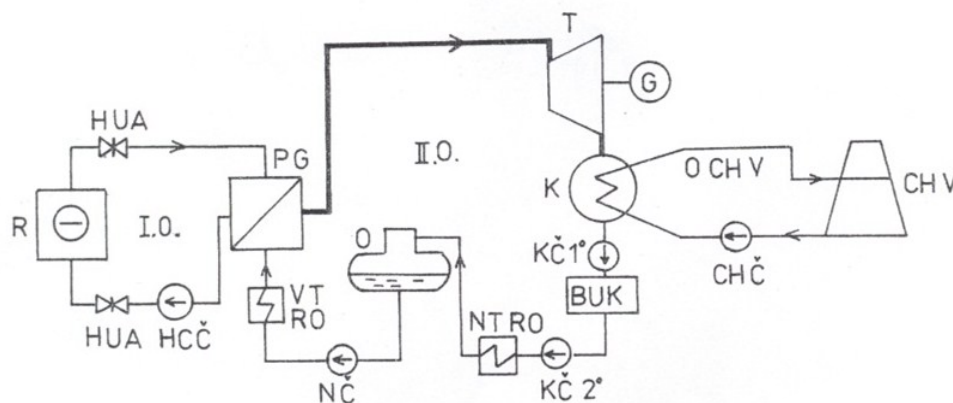
H $[\text{m}]$ byla dopravní výška čerpadla.

(Připomeňme si, že $Y = g \cdot H$)

3 Nejdůležitější čerpadla v jaderné elektrárně

Zjednodušené schéma primárního a sekundárního okruhu a okruhu chladicí vody kondenzátoru parní turbíny JE s tlakovodním reaktorem je znázorněno na Obr. 3. 1.

Pro jadernou energetiku jsou ze zmiňovaného přehledu základního rozdělení čerpadel důležitá hlavně čerpadla hydrodynamická odstředivá a axiální, hydrostatická čerpadla s kmitavým pohybem a pístová a z ostatních čerpadel pak čerpadla proudová (ejektory a injektory) a čerpadla elektromagnetická.



Obr. 3. 1 Čerpadla v jaderné elektrárně [2]

V primárním okruhu, který je na Obr. 3. 1 označen jako I. O. dopravuje hlavní cirkulační čerpadlo (HCČ) tlakovou vodu z parního regenerátoru (PG) do reaktoru (R). Hlavní uzavírací armatury jsou označeny HUA.

V sekundárním okruhu (značen II. O.) pára vystupující z parního generátoru (PG) po expanzi v turbíně (T) zkondenzuje v kondenzátoru (K) odkud je kondenzát dopraven za pomoci kondenzátního čerpadla prvního stupně (KČ1) do blokové úpravy kondenzátu (BUK). Z blokové úpravy kondenzátu (BUK) se kondenzát za pomoci kondenzátního čerpadla druhého stupně (KČ2) dopravuje přes nízkotlaké regenerační ohříváky (NTRO) do odplynováku (O), který je umístěn na napájecí nádrži a z které se odplyněná napájecí voda za pomoci napájecího čerpadla (NČ) dopravuje přes vysokotlaké regenerační ohříváky (VTRO) do parního generátoru (PG).

V okruhu chladicí vody (OCHV) je realizována cirkulace chladicí vody mezi kondenzátorem (K) a chladicí věží (CHV) za pomoci chladicího čerpadla (CHČ).

Kromě výše uvedených čerpadel se v jaderné elektrárně vyskytuje mnoho dalších čerpadel, které se podílejí na dopravě chladicích vod, kondenzátů, olejů, roztoků chemikálií aj.

3.1 Čerpadla primárního okruhu

3.1.1 Hlavní cirkulační (oběhová) čerpadla primárního okruhu

Hlavní cirkulační čerpadla patří mezi nejdůležitější, ale také technologicky nejnáročnější čerpadla v jaderné elektrárně často označována zkratkou HCČ. Náročnost vyplývá především z vysokého tlaku dopravované vody (např. 16 MPa) a z její vysoké teploty (např. 300°C), která je navíc radioaktivní, tudíž čerpadlo není za provozu přístupné. Tyto požadavky kladou při výrobě čerpadla velké nároky na výrobní kontrolu těchto čerpadel a jejich jakost. Čerpadlo by mělo bezporuchově pracovat po dobu delší jednoho roku, aby případné revize a výměny opotřebovaných součástí mohly být prováděny pouze při odstavení reaktoru, tzn. při výměně paliva.

Primární okruh jaderné elektrárny s tlakovodním reaktorem bývá rozdělen na 2 až 6 paralelních smyček a v každé této smyčce bývá jedno HCČ umístěné v chladnější větvi. HCČ je umístěno mezi hlavní uzavírací armaturou (HUA) a parním generátorem a má za úkol dopravovat ochlazenou primární vodu z parního generátoru do reaktoru. Jestliže dojde k poruše čerpadla, je možno vyřadit z provozu ho i celou smyčku uzavřením obou hlavních uzavíracích armatur. Tento systém funguje u všech našich jaderných elektráren s reaktory VVER 440, které mají 6 smyček, takže po uzavření jedné smyčky může reaktor i nadále pracovat s poněkud sníženým výkonem. U elektráren s reaktory VVER 1000 to možné není, protože na jejich 4 smyčkách nejsou žádné uzavírací armatury.

Hlavní cirkulační čerpadla bývají většinou konstruovány jako vertikální, to je se svislým hřídelem, kdy je elektromotor umístěn nad čerpadlem. Jsou odstředivá a to radiální nebo diagonální a jednostupňová- jejich měrná energie je relativně malá (např. $Y = 400$ až $1500 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$), proto s jedním oběžným kolem. Svislé (vertikální) uspořádání je výhodné z důvodu menší půdorysné plochy, což má velký význam při umisťování primárního okruhu do kontejnmentu.

Zvláštnost HCČ je, že jejich ložiska jsou mazána vodou. Vyvozeno je tak z toho důvodu, že kdyby bylo ložisko, které je umístěno nejbližší k oběžnému kolu čerpadla mazáno olejem, došlo by k znečištění primární vody olejem.

Hlavní cirkulační čerpadla se dělí na:

- 1) zapouzďřená (bezucpávková)
- 2) s těsněním hřídele

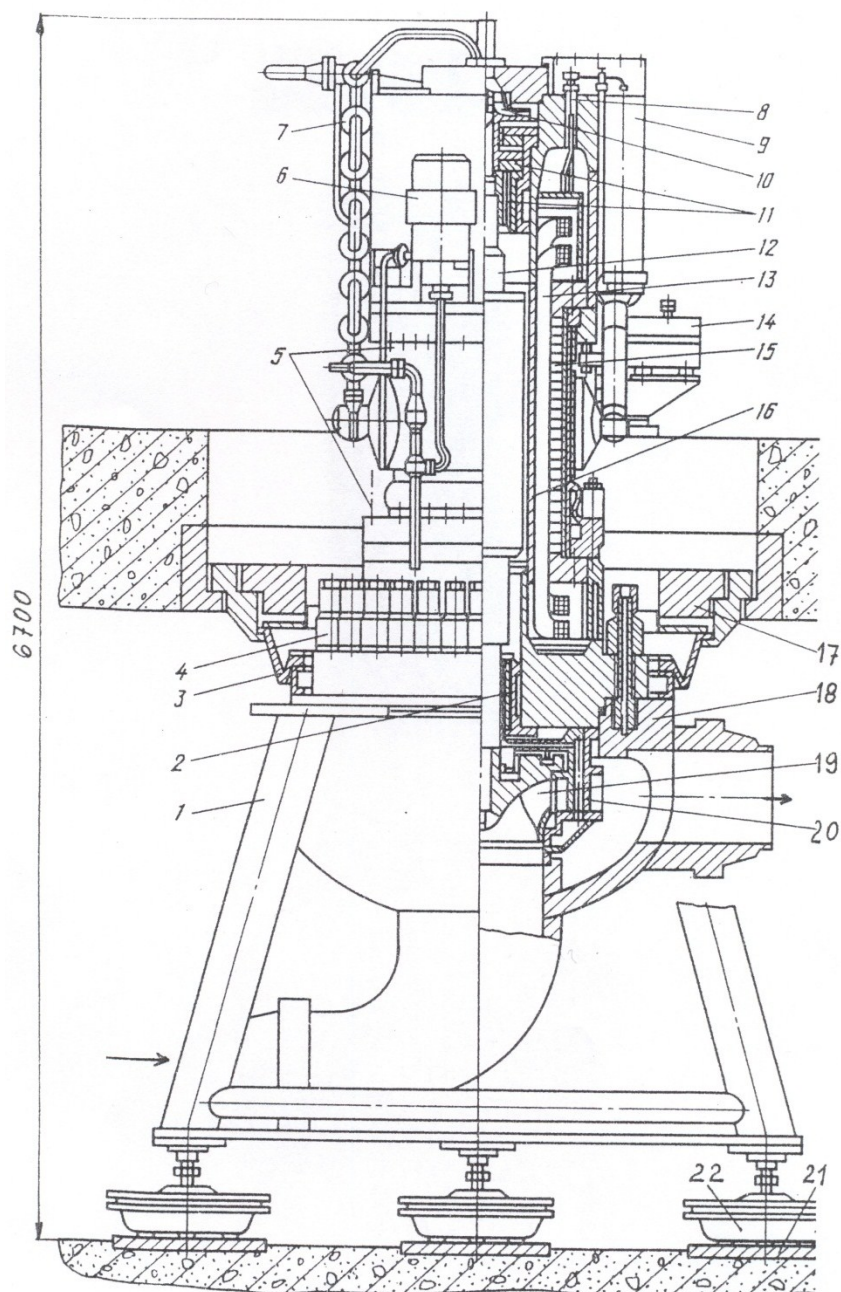
3.1.1.1 Zapouzďřená čerpadla

Tento název se odvíjí od toho, že čerpadlo je uloženo i s elektromotorem v hermetickém tlakovém pouzdru, takže se vůbec nenarušuje hermetičnost primárního okruhu, což je u těchto čerpadel hlavní výhoda. U těchto čerpadel se jejich hřídel nemusí utěšňovat ucpávkou, jelikož nevychází ven z hermetického pouzdra, proto se často taky označují za bezucpávková čerpadla.

Do roku 1978 se používalo v primárním okruhu tlakovodních reaktorů VVER 440 bezucpávkové (zapouzďřené) čerpadlo sovětské konstrukce, které je zobrazeno na Obr. 3. 2. Typové označení tohoto čerpadla je GCEN-310. (Označení je odvozeno z ruského názvu: glavnyj cirkulacionnyj električeskij nasos.) Tato čerpadla jsou použita např. v ruských jaderných elektrárnách s reaktory VVER 440: 3. a 4. blok v Novovoroneži, Kolská, Rovenská, Arménská elektrárna a na Slovensku oba bloky elektrárny V 1 v Jaslovských Bohunicích.

Čerpadlo GCEN-310 je odstředivé, jednostupňové s letmo uloženým oběžným kolem (tzn. oběžné kolo má ložiska jen po jedné straně).

Zapouzďřená (bezucpávková) čerpadla mají krom hlavní výhody, že zajišťují dobrou hermetičnost primárního okruhu, taky řadu nevýhod: 1. Všechna ložiska motoru i čerpadla jsou mazána vodou, tudíž nejen radiální ložisko, které je umístěné nejbližší kolu čerpadla. 2. Z důvodů zapouzďření vychází poměrně velká celková hmotnost agregátu. 3. Z hlediska konstrukčního provedení není úplně snadné umístit dostatečně hmotný setrvačnick na hřídel čerpadla, který by zajistil dostatečnou dobu doběhu čerpadla v případě přerušení elektrického napájení, aby bylo zajištěno chlazení aktivní zóny reaktoru.



Obr. 3. 2 Zapouzdřené čerpadlo GCEN - 310 [2]

- | | | |
|-------------------------------|----------------------------|------------------------|
| 1 - Stojan | 9 - Svorkovnice | 17 - Ochranná deska |
| 2 - Radiální ložisko | 10 - Lopatkové kolo | 18 - Čerpadla |
| 3 - Membrána | 11 - Horní ložisko | 19 - Oběžné kolo |
| 4 - Šrouby | 12 - Rotor elektromotoru | 20 - Rozváděcí lopatky |
| 5 - Šrouby | 13 - Stator | 21 - Základové plotny |
| 6 - Pomocné čerpadlo VCEN-315 | 14 - Elektrický ventilátor | 22 - Podpěry |
| 7 - Výměník tepla | 15 - Železo statoru | |
| 8 - Hermetická průchodka | 16 - Hermetická přepážka | |

3.1.1.2 Čerpadla s těsněním hřídele

Tyto čerpadla jsou dnes nejčastěji používanými čerpadly v primárním okruhu tlakovodních reaktorů. Jaderné elektrárny na našem území jsou vybaveny právě těmito HČČ s těsněním hřídele, které nesou typové označení GCEN-317 a jsou používána v primárním okruhu pro tlakovodní reaktory VVER-440.

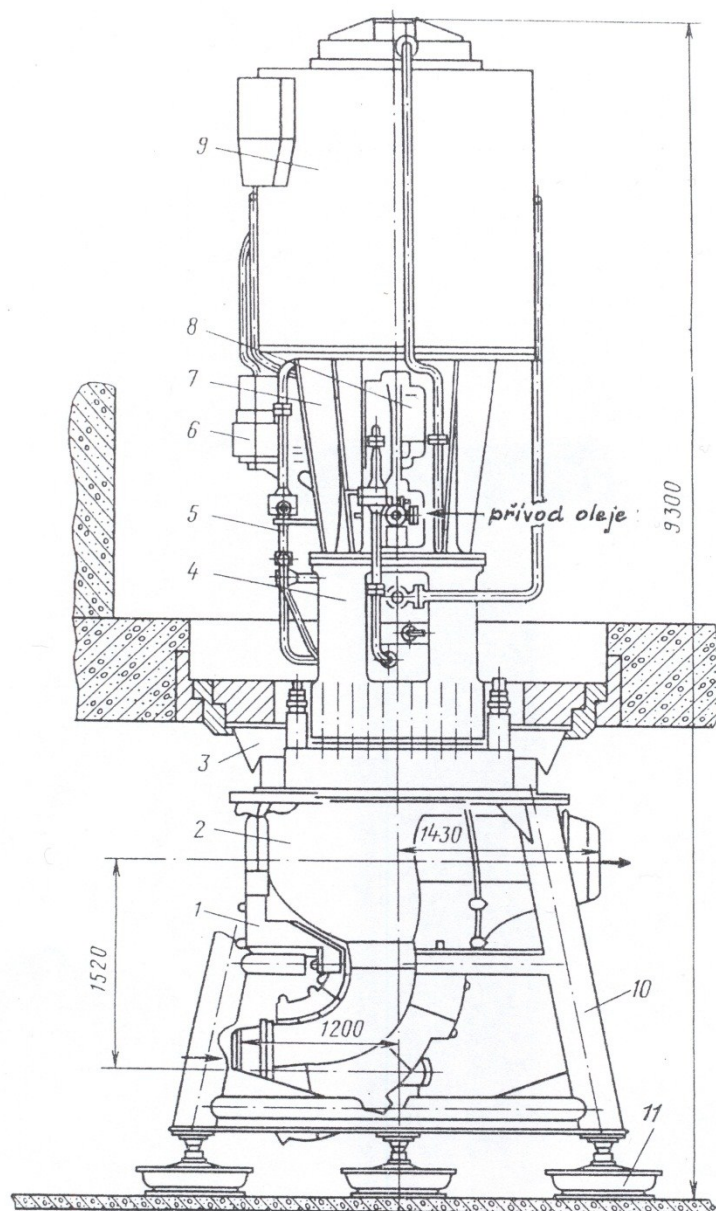
Odlišnost čerpadla s těsněním hřídele od zapouzdřeného čerpadla spočívá v tom, že čerpadlo s těsněním hřídele má v hermetickém tlakovém tělese umístěno pouze čerpadlo, zatímco elektromotor leží vně tlakového pouzdra. Z tohoto důvodu musí mít hřídel, která spojuje elektromotor s čerpadlem při průchodu tlakovým tělesem speciální vysokotlaké a technicky náročné těsnění, která musí zabránit úniku radioaktivní vody z primárního okruhu kolem otáčejícího se hřídele.

Elektromotor je trojfázový a asynchronní a jak už bylo zmíněno, není umístěn v hermetickém pouzdru, což je důvod proč se může konstruovat téměř klasickým způsobem, tím je zajištěno jeho snadnější chlazení, vyšší účinnost a možnost mazání ložisek olejem. Vodou je mazáno pouze radiální ložisko, které je umístěné nejbližší k oběžnému kolu v tlakovém tělese čerpadla. Co se týče hmotnosti agregátu, je podstatně menší než v případě zapouzdřeného čerpadla. Také přístupnost elektromotoru pro opravy je lepší a zároveň jsou menší i jeho investiční náklady. Má hospodárnější provoz, z důvodu vyšší účinnosti a z ekonomického hlediska je vhodnější jej použít pro větší výkony. Podstatnou výhodou je možnost umístění dostatečně hmotného setrvačnicku na hřídeli agregátu, čímž se zajistí při výpadku elektrického napájení dostatečně dlouhý doběh čerpadla (100 s) - u zapouzdřených čerpadel je doba doběhu asi 5 s.

Hlavní cirkulační čerpadla s těsněním hřídele jsou rovněž používána i pro tlakovodní reaktory VVER-1000, kde jejich typové označení je GCN-195 M.

Všechny součásti, které přicházejí do styku s vodou, jsou vyrobeny z erozivzdorných a korozivzdorných materiálů, které neobsahují prvky, z nichž by vlivem záření mohly vzniknout radioaktivní izotopy s delšími poločasy rozpadu (např. kobalt).

Výrobní závod garantuje bezporuchový provoz po dobu 16 000 hodin.



Obr. 3. 3 Čerpadlo s těsněním hřídele GCEN - 317 [2]

- 1 - plášť čerpadla
- 2 - těleso čerpadla
- 3 - membrána gumová, oddělující vzduchotěsně prostor čerpadla a prostor elektromotoru
- 4 - dolní rozpěrná (spojovací) část
- 5 - potrubí chladící vody
- 6 - pomocné odstředivé čerpadlo VCEN - 315
- 7 - vrchní rozpěrná (spojovací) část
- 8 - zubová spojka hřídelů elektromotoru a čerpadla
- 9 - elektromotor
- 10 - opěrný rám
- 11 - opěra na kuličkách

3.1.2 Doplnovací čerpadla

Tato čerpadla slouží k normálnímu doplňování primárního okruhu. Čerpadla jsou pístová a jejich výstupní tlak je 15,7 MPa. Jejich objemový průtok je možno regulovat v rozmezí 0,6 až 6 m³ · h⁻¹ a to změnou délky chodu pístu pomocí excentru.

3.1.3 Čerpadla meziokruhu SOR

Čerpadla meziokruhu SOR (systém ochrany a regulace) jsou určena ke chlazení elektromotorů, pohánějících kazety HRK. Jsou to čerpadla odstředivá, čtyřstupňová a jejich objemový průtok je $\dot{Q}_v = 33 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při výstupním tlaku $p_v = 0,98 \text{ MPa}$.

3.1.4 Čerpadla meziokruhu HCČ

Tato čerpadla slouží ke chlazení těchto následujících zařízení primárního okruhu:

- a) hlavních cirkulačních čerpadel
- b) dochlazovače speciálního čištění vody
- c) ucpávek rotoru havarijních doplňovacích čerpadel
- d) barbotážní nádrže
- e) chladiče organizovaných úniků primárního okruhu
- f) čerpadel systému chlazení skladovacího bazénu
- g) chladičů odběru vzorků

Tato čerpadla jsou jednostupňová, odstředivá, horizontální a jejich objemový průtok je $\dot{Q}_v = 440 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při výstupním tlaku $p_v = 0,43 \text{ MPa}$.

3.1.5 Havarijní doplňovací čerpadla

Slouží k doplňování úniků z primárního okruhu, které nejsou vyrovnatelné čerpadly normálního doplňování. Jsou to čerpadla odstředivá, horizontální, dvanáctistupňová a jejich objemový průtok je $\dot{Q}_v = 65 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při výtlaku 13 MPa a příkon elektromotoru je 500 kW.

3.1.6 Čerpadla sprchového systému

Tato čerpadla slouží ke snižování přetlaku sprchováním v boxu parních generátorů a hlavních cirkulačních čerpadel. Při úniku parovodní směsi a páry se zde může vytvořit přetlak. Jsou to čerpadla odstředivá, horizontální, jednostupňová a jejich objemový průtok je $\dot{Q}_v = 450 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při výtlaku 412 kPa a příkon elektromotoru je 110 kW.

3.2 Čerpadla sekundárního okruhu

Nejdůležitější čerpadla sekundárního okruhu jsou napájecí čerpadla (na Obr. 3. 1 označená NČ), kondenzátní čerpadla (označená KČ 1° a KČ 2°) a chladicí čerpadla (označená CHČ).

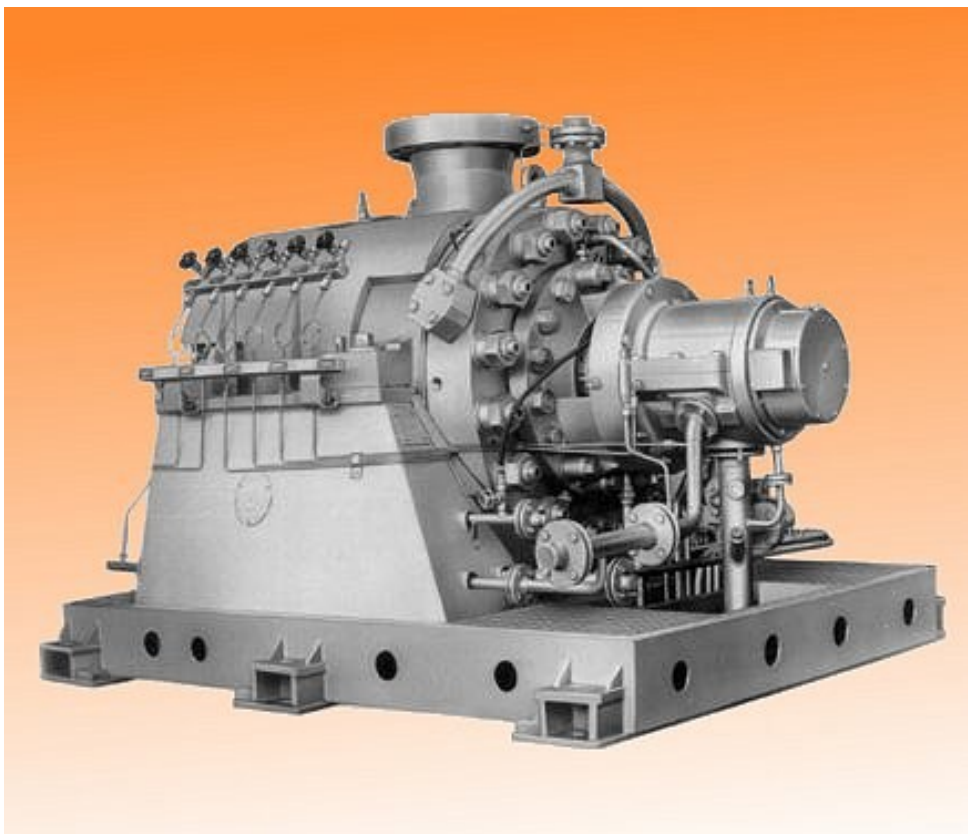
3.2.1 Napájecí čerpadla (napáječky)

Každý blok v jaderné elektrárně musí mít hned několik napájecích čerpadel, protože kdyby došlo k výpadku kteréhokoliv z nich, musí být zajištěna dodávka jmenovitého množství napájecí vody od ostatních čerpadel pro všechny parní generátory daného bloku. Musí být také zajištěno, aby pohony napájecích čerpadel byly z různých zdrojů např. některé poháněné parními turbínami a jiné elektromotory. V místě, kde jsou všechna napájecí čerpadla poháněna elektromotory, by mělo být zajištěno, aby byly napájeny alespoň ze dvou na sobě nezávislých elektrických sítí.

V jaderné elektrárně V1 v Jaslovských Bohunicích je u bloku 440 MW 5 napájecích čerpadel, z nichž každé má odpovídající výkon 25 % z celkového potřebného jmenovitého výkonu a běží pouze 4, čili 1 čerpadlo je rezervní.

Tato napájecí čerpadla jsou vyráběna podnikem Sigma Lutín a jsou to čerpadla typu 250 KHX. Objemový průtok jedním čerpadlem je $\dot{Q}_v = 0,236 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, měrná energie $Y = 6\,570 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$, vstupní teplota vody $t = 164 \text{ }^\circ\text{C}$ a jeho provozní otáčky jsou $n = 2\,983 \text{ ot/min}$. Čerpadlo je poháněno elektromotorem o výkonu 2,1 MW při napětí 6 kV.

Napájecí čerpadlo je horizontální, odstředivé, čtyřstupňové a konstrukčně je řešeno se sacím stupněm, který je tvořen oběžným kolem, umístěným v sacím kusu. Tím je zajištěna vysoká sací schopnost čerpadla, jsou příznivě ovlivněny náklady na umístění napájecí nádrže a odpadá použití podávacího čerpadla. Hmotnost takového čerpadla včetně základového rámu činí 8 500 kg.



Obr. 3. 4 Napájecí čerpadlo firmy Sigma Lutín typu 250 KHX [5]

3.2.2 Chladicí čerpadla

Jejich hlavní účel spočívá v cirkulaci vody mezi chladicími věžemi a kondenzátory parních turbín. Jsou to největší čerpadla v elektrárně, co se týče objemového průtoku, ne však technicky nejnáročnějšími, protože teplota a tlak dopravované vody a měrná energie čerpadla dosahují nízkých hodnot. V JE Temelín jsou 2 čerpadla na jeden blok typu 1800 BQUW, která mají na výtlaku redukci z 1800 na 2000 mm, přičemž objemový průtok čerpadla je $\dot{Q}_v = 61\,923 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, měrná energie $Y = 280 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ a příkon elektromotoru je 7,2 MW.



Obr. 3. 5 Chladicí čerpadlo firmy Sigma Lutín typu 1800 BQUW [6]

3.2.3 Kondenzátní čerpadla

Jsou to čerpadla odstředivá, levotočivá, horizontální nebo vertikální a jejich hlavním úkolem je dopravovat kondenzát z kondenzátoru do napájecí nádrže a do odplynováku přes regenerační ohříváky. Na Obr. 3. 6 je znázorněno kondenzátní čerpadlo 2. stupně typu 250 CVN, které se nachází v jaderné elektrárně Mochovce, kde maximální průtok tohoto čerpadla je $792 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.



Obr. 3. 6 Kondenzátní čerpadlo firmy Sigma Lutín typu 250 CVN [7]

4 Havarijní systémy

Aktivní havarijní systémy jsou rozděleny na následující systémy (viz Obr. 4. 4).

- a) sprchový havarijní systém (TQ11,21,31)
- b) nízkotlaký systém havarijního a normálního dochlazování aktivní zóny (TQ10 ÷ 40; TQ12,22,32)
- c) systém havarijního vysokotlakého doplňování a vstřikování (TQ13,23,33; TQ14,24,34)
- d) systém ohřevu nádrže - jímky (GA201) havarijní zásoby kyseliny borité (TQ50)

4.1 Sprchový systém

4.1.1 Účel systému

Hlavní cíl sprchového systému je snížení tlaku v hermetické zóně při roztržení potrubí primárního okruhu nebo parovodů sekundárního okruhu, ke kterému dojde za provozu bloku. Dále slouží k převádění radioaktivních látek, zejména jódu z paroplynné fáze, vzniklé při porušení těsnosti primárního okruhu, do fáze kapalné. Těmito dvěma funkcemi zajišťuje snížení úniků radioaktivních látek do životního prostředí. Další funkcí sprchového systému je havarijní zaplnění bazénů skladování vyhořelého paliva v případě poruchy systému chlazení bazénů vyhořelého paliva.

4.1.2 Technický popis zařízení

Sprchové čerpadlo (1TQ11,21,31D01, viz Obr. 4. 1) je čerpadlo horizontální, odstředivé, jednostupňové s dvoustranným oběžným kolem a oboustranným vstupem. Je složeno z tělesa, rámu, rotoru, ložisek a koncových čelních těsnění. Rotor čerpadla je uložen v kluzných ložiskách. Elektromotor je třífázový, asynchronní s otevřeným systémem chlazení a je složen ze statoru, rotoru, ložiskových stojanů, pláště, výměníku a přívodní krabice elektroinstalace. Průměr oběžného kola pro čerpadlo 1TQ11,21,31D01 je 330 mm.

<u>Základní parametry</u>	Průtok	700 m ³ · h ⁻¹
	Výtlak	1,4 MPa
	Otáčky	2970 min ⁻¹
	Tlak na sání	≤ 2,2 MPa
	Teplota čerpaného média	10 - 100°C
	Výkon elektromotoru	500 kW
	Napětí	6 kV

4.2 Nízkotlaký systém havarijního a normálního dochlazování aktivní zóny

4.2.1 Účel systému

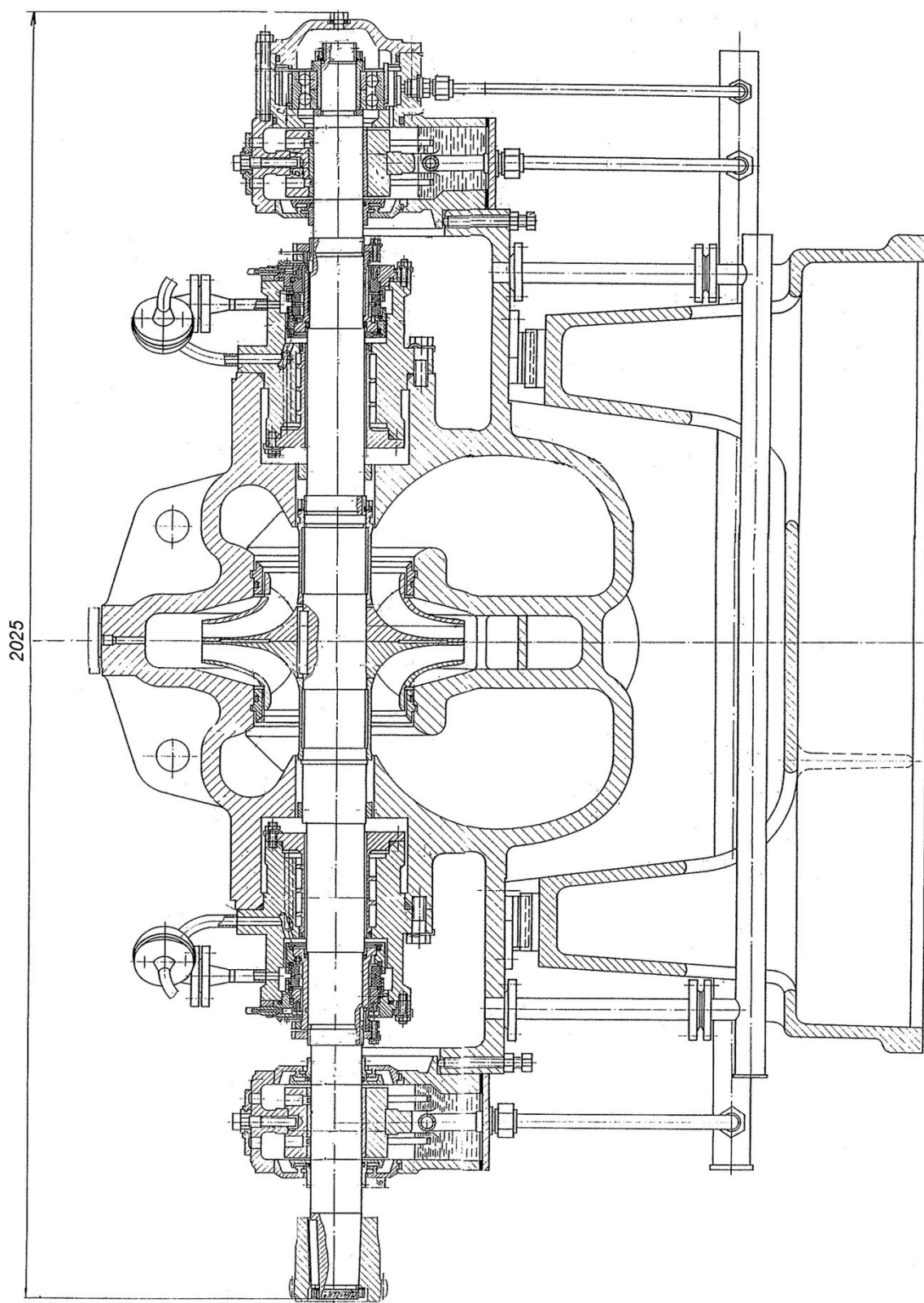
Systém je určen k dochlazování aktivní zóny reaktoru a následujícímu dlouhodobému odvodu zbytkového tepelného výkonu z aktivní zóny při haváriích spojených s narušením hermetičnosti primárního okruhu, včetně roztržení hlavního cirkulačního potrubí. Jakožto další cíl toho systému je dochlazování primárního okruhu při odstavení reaktoru a odvodu zbytkového tepelného výkonu z aktivní zóny při výměně paliva a v neposlední řadě k odvodu zbytkového tepelného výkonu z aktivní zóny při opravách reaktorového zařízení.

4.2.2 Technický popis zařízení

Nízkotlaké čerpadlo (1TQ12,22,32D01, viz Obr. 4. 1) havarijního (normálního) dochlazování je čerpadlo horizontální, odstředivé, jednostupňové s dvoustranným oběžným kolem a oboustranným vstupem. Čerpadlo je složeno z tělesa, rámu, rotoru, ložisek a koncových čelních těsnění. Rotor čerpadla je uložen v kluzných ložiskách. Elektromotor je třífázový, asynchronní s otevřeným systémem chlazení a je složen ze statoru s vinutím, rotoru, ložiskových stojanů, pláště, výměníku a přívodní krabice elektroinstalace.

Čerpadlo sloužící k odpouštění nádrže je jednostupňové, horizontální, odstředivé, spirální konstrukce s letmo uloženým oběžným kolem. Hřídel je uložen v ložiskové konzole ve valivých ložiskách, která jsou mazána olejem. Ložisková konzola je spojena s hydraulickou částí tzv. lucernou, která je ve styku se spirálou a víkem a je utěsněna kroužky kruhového průřezu. Čerpadlo je spojeno s elektromotorem pružnou spojkou. Průměr oběžného kola pro čerpadlo 2TQ12,22,32D01 je 410 mm.

<u>Základní parametry</u>	Průtok	800 m ³ · h ⁻¹
	Výtlak	2,3 MPa
	Otáčky	2980 min ⁻¹
	Tlak na sání	≤ 2,2 MPa
	Teplota čerpaného media	10 - 100° C
	Výkon elektromotoru	800 kW
	Napětí	6 kV



Obr. 4. 1 Sprchové čerpadlo 1TQ11,21,31D01 a čerpadlo havarijního normálního dochlazování 1TQ12,22,32D01 [12]

4.3 Systém havarijního vysokotlakého doplňování a vstřikování

4.3.1 Účel systému

Systémy vysokotlakého doplňování a vstřikování jsou určeny k havarijnímu doplňování roztoku kyseliny borité do primárního okruhu. Systém vysokotlakého doplňování pracuje v režimech spojených s roztěsněním primárního okruhu a s kompenzovatelným únikem do $130 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při tlaku 9 MPa a $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při tlaku 10 MPa. Systém vysokotlakého vstřikování pracuje v režimech spojených s uvolňováním kladné reaktivity v aktivní zóně reaktoru při zachování vysokého tlaku v primárním okruhu.

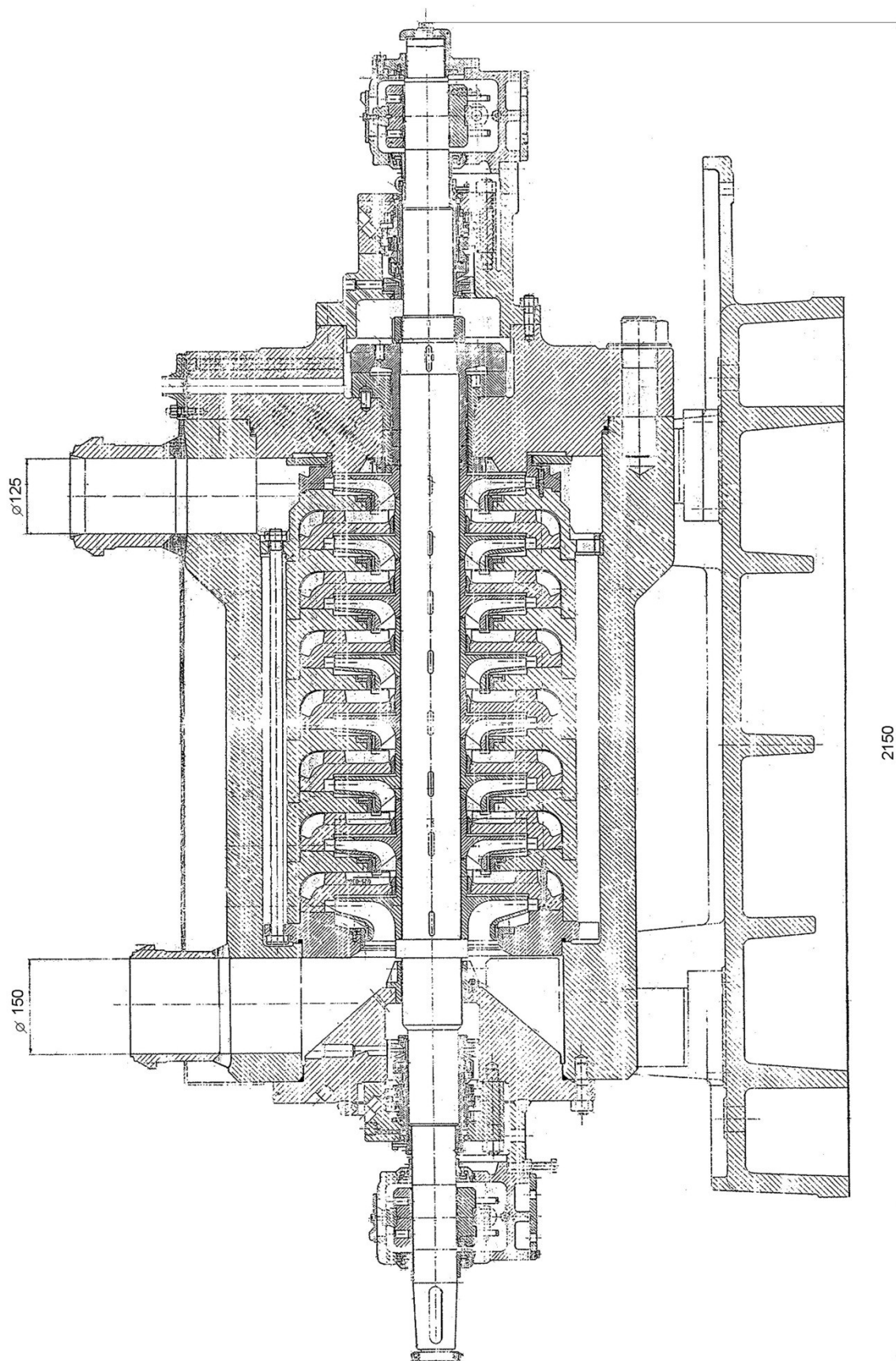
4.3.2 Technický popis zařízení

Vysokotlaké havarijní čerpadlo (TQ13,23,33D01, viz Obr. 4. 2) je čerpadlo odstředivé, osmistupňové, horizontální s kluznými ložisky a s koncovým čelním těsněním. Ložiska a těsnění ochlazuje technická voda. Rotor čerpadla je složen z hřídele, 8 oběžných kol s přivařenými těsnícími kroužky, rotujících částí čelního těsnění, odlehčovacího kotouče a spojkové příruby.

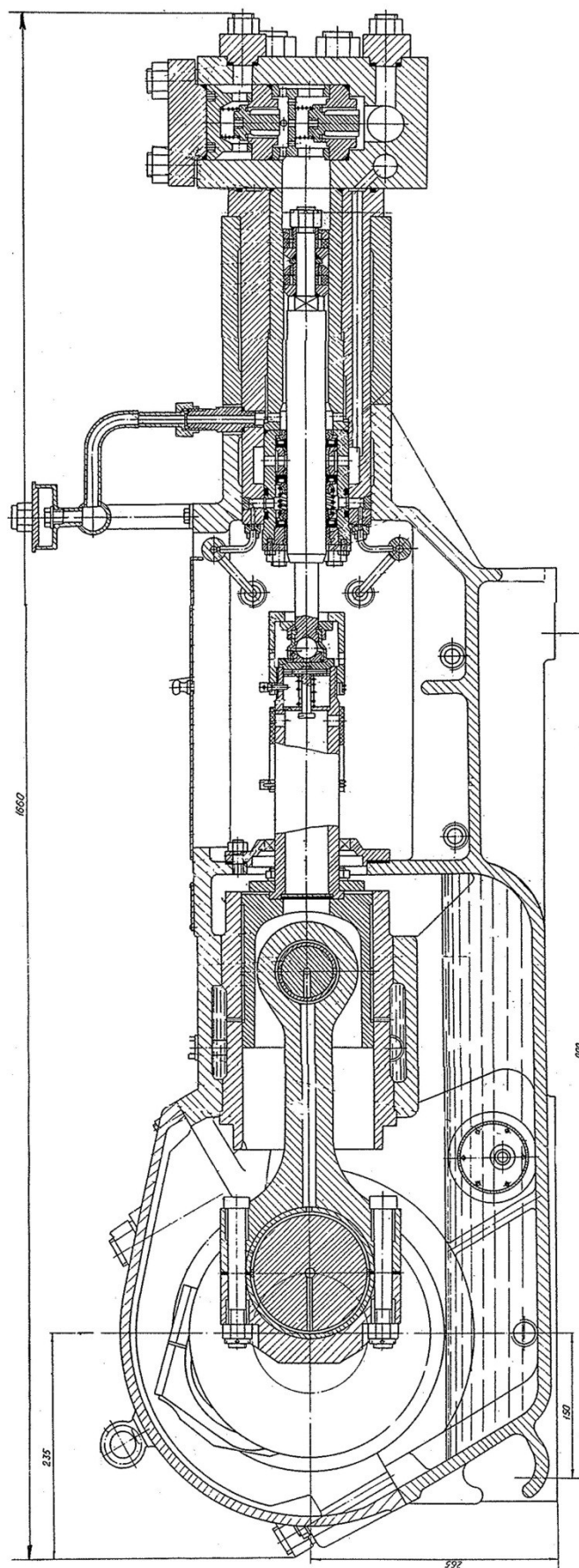
<u>Základní parametry</u>	Průtok	$160 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
	Výtlak	9,8 MPa
	Tlak na sání	0,05-0,65 MPa
	Otáčky	2978 min^{-1}
	Čerpané medium	roztok kyseliny borité
	Teplota čerpané kap.	max. 95°C
	Výkon elektromotoru	835 kW
	Napětí	6 kV
	Hmotnost čerpadla	4540 kg

Vysokotlaké vstřikovací čerpadlo (TQ14,24,34D01, viz Obr. 4. 3) je čerpadlo horizontální, tříplunžrové s klikovým mechanismem a převodovkou. Klikový hřídel je uložen ve dvou válečkových dvouřadých valivých ložiskách, umístěných v nálitcích tělesa.

<u>Základní parametry</u>	Dopravované množství	$6,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
	Výtlak nominální	16 MPa
	Počet dvojzdvihů	$38\text{-}150 \text{ min}^{-1}$
	Průměr plunžru	50 mm
	Ucpávky	manžetové
	Výkon elektromotoru	55 kW
	Napětí	220/380 V
	Otáčky	1470 min^{-1}
	Hmotnost agregátu	2550 kg



Obr. 4. 2 Vysokotlaké čerpadlo havarijního doplňování TQ13,23.33D01 [12]



Obr. 4. 3 Vysokotlaké čerpadlo havarijního vstřikování TQ14,24,34D01 [12]

4.4 Systém ohřevu nádrže havarijní zásoby kyseliny borité

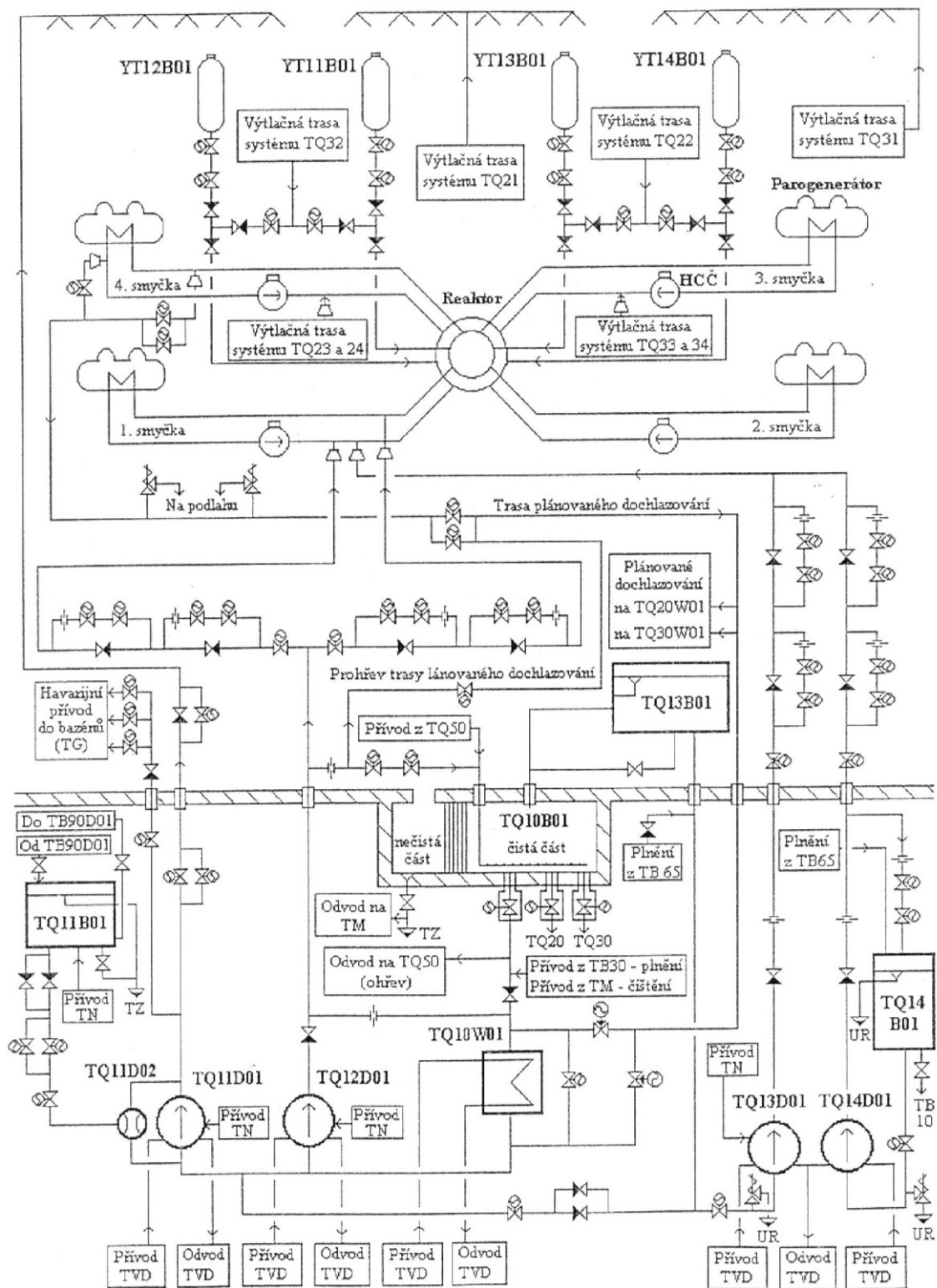
4.4.1 Účel systému

Tento systém je určen k ohřevu nádrže s havarijní zásobou roztoku kyseliny borité na požadovanou teplotu této kyseliny, aby v případě aktivace havarijních systému nedošlo k teplotnímu šoku tlakové nádoby reaktoru. Pokud by došlo k teplotnímu šoku, je zde možnost porušení tlakové nádoby (prasknutí) vlivem nízké teploty vody dopravované pomocí havarijních systémů z nádrže havarijní zásoby do cirkulačních smyček primárního okruhu.

4.4.2 Technický popis zařízení

Čerpadlo k ohřevu nádrže (TQ51,52D01) je čerpadlo odstředivé, horizontální, jednostupňové, spirální konstrukce s letmo uloženým kolem s axiálním vstupem a radiálním výstupem. Hřídel je uložen v ložiskové konzole ve valivých ložiskách mazaných olejem.

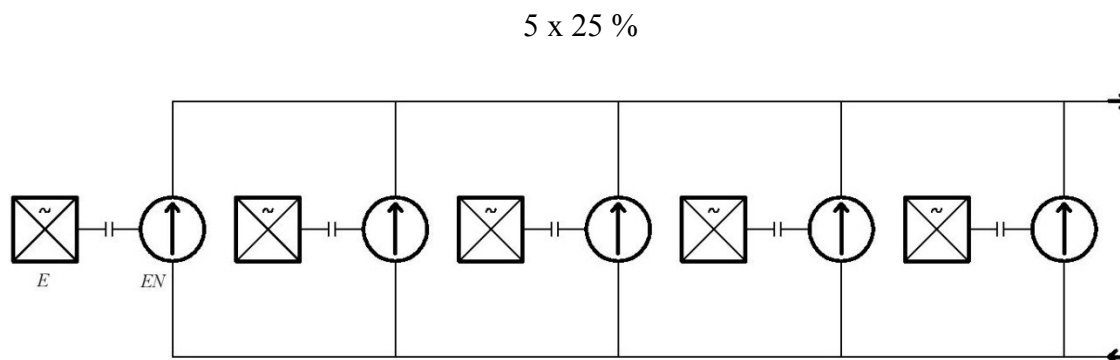
<u>Základní parametry</u>	Průtok	50 m ³ · h ⁻¹
	Výtlak	0,5 MPa
	Otáčky	3000 min ⁻¹
	Čerpané medium	roztok kyseliny borité
	Teplota čerpané kapaliny	do 90°C
	Výkon elektromotoru	15 kW
	Napětí	380 V
	Hmotnost čerpadla	80 kg
	Hmotnost elektromotoru	130 kg



Obr. 4. 4 Schéma havarijních systému TQ [12]

5 Schéma napájecích stanic pro Jaderné elektrárny

5.1 Schéma napájecí stanice bloku 440 MW jaderné elektrárny Dukovany

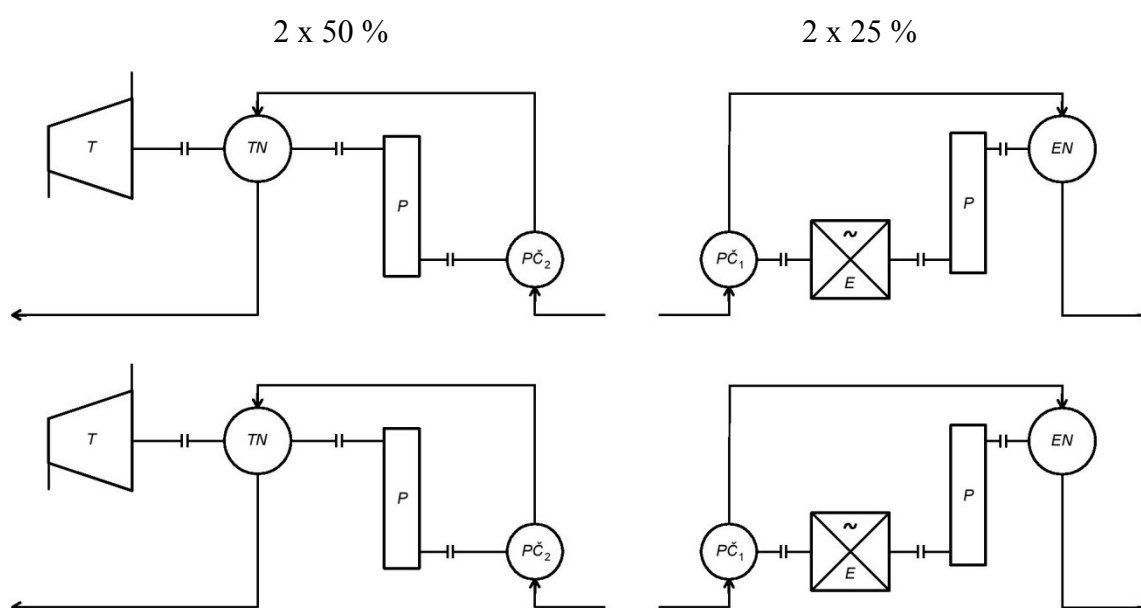


Obr. 5. 1 Schéma napájecí stanice bloku 440 MW [2]

E - elektromotor

EN - elektronapáječka 250 KHX

5.2 Schéma napájecí stanice bloku 1000 MW jaderné elektrárny Temelín



Obr. 5. 2 Schéma napájecí stanice bloku 1000 MW [2]

T - parní turbína

E - elektromotor

P - převodovka

TN - turbonapáječka

EN - elektronapáječka

PČ1 - podávací čerpadlo

PČ2 - podávací čerpadlo

300-QHX

250-QHX

350-QHD

400-QHD

6 Navržení čerpacího systému pro chlazení bazénu s vyhořelým jaderným palivem

Pro daný čerpací systém jsem zvolil čerpadlo typu TB90D01. Je to čerpadlo odstředivé, jednostupňové, horizontální, spirální konstrukce s letmo uloženým oběžným kolem.

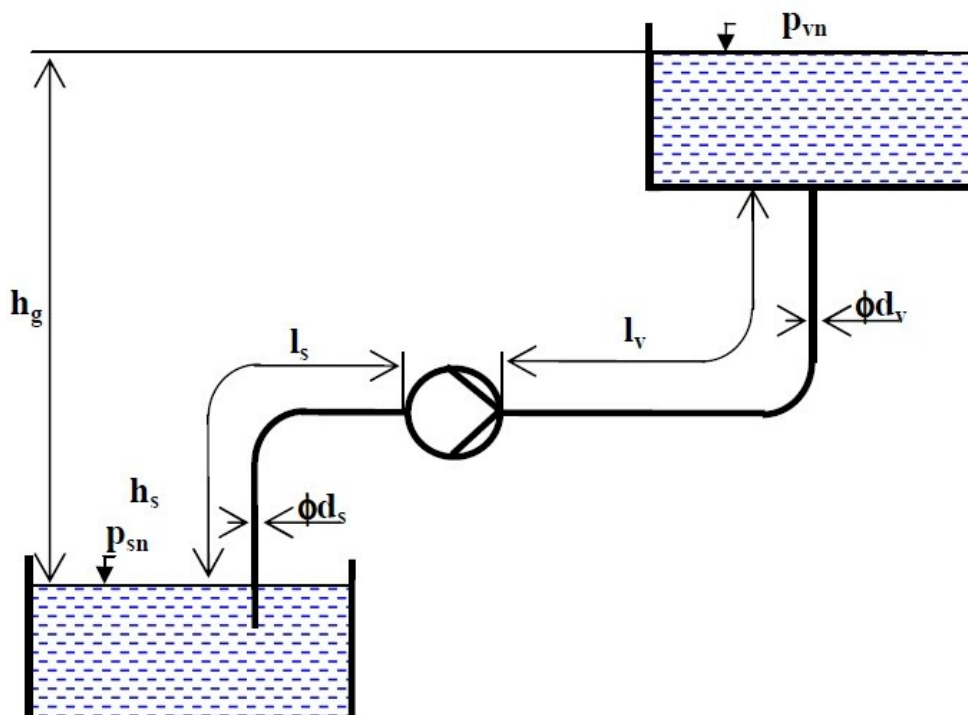
6.1 Zadání

Čerpací systém sestává ze sacího potrubí, výtlačného potrubí a čerpadla. Čerpadlo čerpá vodu ze spodní nádrže do horní, přičemž výškový rozdíl hladin je $h_g = 8,15\text{m}$. Parametry sacího potrubí jsou: průměr potrubí 100 mm, délka potrubí 10 m, koeficient třecí ztráty je 0,0254 [1], suma místních ztrát v sacím potrubí je 2 [1]; parametry výtlačného potrubí jsou: průměr potrubí 75 mm, délka potrubí 30 m, koeficient třecí ztráty je 0,0267 [1], suma místních ztrát ve výtlačném potrubí je 12 [1]. Tlak v obou nádržích je atmosférický, kinematická viskozita vody je $\nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, hustota vody $\rho = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a drsnost ocelového potrubí je $k = 0,2 \text{ mm}$. Stanovte průtok, měrnou energii, hydraulický výkon a příkon čerpadla a charakteristiku potrubí.

Charakteristika čerpadla je dána rovnicí $Y_{\xi} = 130 - \frac{10^3}{3} \cdot \dot{Q}_v - \frac{10^6}{3} \cdot \dot{Q}_v^2 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad [11]$

kde $\dot{Q}_v \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ je objemový průtok čerpadla

6.2 Schéma



Obr. 6. 1 Schéma čerpacího systému [11]

6.3 Určení pracovního bodu čerpadla

Při určování pracovního bodu čerpadla vycházíme z rovnice měrné energie potrubí, která je dána vztahem:

$$Y_p = g \cdot h_g + g \cdot (h_{zs} + h_{zv}) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (6.1)$$

kde	g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	je gravitační zrychlení
	h_g	$[\text{m}]$	je výškový rozdíl hladin
	h_{zs}	$[\text{m}]$	je ztrátová výška sacího potrubí
	h_{zv}	$[\text{m}]$	je ztrátová výška výtlačného potrubí

Ztrátová výška sacího potrubí je dána vztahem:

$$h_{zs} = \left(\lambda_s \cdot \frac{l_s}{d_s} + \sum \xi_{s_s} \right) \cdot \frac{v_s^2}{2 \cdot g} \quad [\text{m}] \quad (6.2)$$

kde	λ_s	$[1]$	je koeficient třecí ztráty v sacím potrubí
	l_s	$[\text{m}]$	je délka sacího potrubí
	d_s	$[\text{m}]$	je průměr sacího potrubí
	$\sum \xi_{s_s}$	$[1]$	je suma místních ztrát v sacím potrubí
	v_s	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	je rychlost proudění v sacím potrubí
	g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	je gravitační zrychlení

Ztrátová výška výtlačného potrubí je dána vztahem:

$$h_{zv} = g \cdot \left(\lambda_v \cdot \frac{l_v}{d_v} + \sum \xi_{v_v} \right) \cdot \frac{v_v^2}{2 \cdot g} \quad [\text{m}] \quad (6.3)$$

kde	λ_v	$[1]$	je koeficient třecí ztráty ve výtlačném potrubí
	l_v	$[\text{m}]$	je délka výtlačného potrubí
	d_v	$[\text{m}]$	je průměr výtlačného potrubí
	$\sum \xi_{v_v}$	$[1]$	je suma místních ztrát ve výtlačném potrubí
	v_v	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	je rychlost proudění ve výtlačném potrubí
	g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	je gravitační zrychlení

Rychlosti proudění vody v sacím potrubí je dána vztahem:

$$v_s = \frac{\dot{Q}_v}{S_s} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6.4)$$

kde	\dot{Q}_v	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	je objemový průtok čerpadla
	S_s	$[\text{m}^2]$	je průřez sacího potrubí

Rychlosti proudění vody ve výtlačném potrubí je dána vztahem:

$$v_v = \frac{\dot{Q}_v}{S_v} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6.5)$$

kde \dot{Q}_v $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ je objemový průtok čerpadla
 S_v $[\text{m}^2]$ je průřez výtlačného potrubí

Průřez sacího potrubí je dán vztahem:

$$S_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (6.6)$$

kde π $[1]$ je bezrozměrový parametr
 d_s $[\text{m}]$ je průměr sacího potrubí

Průřez výtlačného potrubí je dán vztahem:

$$S_v = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (6.7)$$

kde π $[1]$ je bezrozměrový parametr
 d_v $[\text{m}]$ je průměr výtlačného potrubí

Po dosazení výše uvedených dílčích vztahu do rovnice měrné energie potrubí (6.1) dostaneme rovnici ve tvaru:

$$Y_p = g \cdot h_g + \left[\left(\lambda_s \cdot \frac{l_s}{d_s} + \sum \xi_s \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot d_s^4} + \left(\lambda_v \cdot \frac{l_v}{d_v} + \sum \xi_v \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot d_v^4} \right] \cdot \dot{Q}_v^2 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (6.8)$$

Nyní provedeme číselné dosazení do rovnice (6.8):

kde	$g = 9,81$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	$h_g = 8,15$	$[\text{m}]$	$\lambda_s = 0,0254$	$[1]$
	$l_s = 10$	$[\text{m}]$	$d_s = 0,1$	$[\text{m}]$	$\sum \xi_s = 2$	$[1]$
	$\pi = 3,14$	$[1]$	$\lambda_v = 0,0267$	$[1]$	$l_v = 30$	$[\text{m}]$
	$d_v = 0,075$	$[\text{m}]$	$\sum \xi_v = 12$	$[1]$		

$$Y_p = 9,81 \cdot 8,15 + \left[\left(0,0254 \cdot \frac{10}{0,1} + 2 \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot 0,1^4} + \left(0,0267 \cdot \frac{30}{0,075} + 12 \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot 0,075^4} \right] \cdot \dot{Q}_v^2$$

Po konečné úpravě a vyčíslení je rovnice měrné energie potrubí v následujícím tvaru:

$$\underline{\underline{Y_p = 79,9515 + 617816,0494 \cdot \dot{Q}_v^2}} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (6.9)$$

Rovnice měrné energie čerpadla je dána výrobcem a má tvar:

$$\underline{\underline{Y_\varepsilon = 130 - \frac{10^3}{3} \cdot \dot{Q}_v - \frac{10^6}{3} \cdot \dot{Q}_v^2}} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (6.10)$$

Pro určení pracovního bodu čerpadla potřebujeme stanovit hodnotu objemového průtoku čerpadla. Objemový průtok získáme z kvadratické rovnice, která vznikne porovnáním dvou rovnic, a to rovnice měrné energie potrubí, která je dána vztahem $Y_p = 79,9515 + 617816,0494 \cdot \dot{Q}_v^2$ a rovnice měrné energie čerpadla, která má tvar

$$Y_\varepsilon = 130 - \frac{10^3}{3} \cdot \dot{Q}_v - \frac{10^6}{3} \cdot \dot{Q}_v^2.$$

$$Y_p = Y_\varepsilon$$

$$79,9515 + 617816,0494 \cdot \dot{Q}_v^2 = 130 - \frac{10^3}{3} \cdot \dot{Q}_v - \frac{10^6}{3} \cdot \dot{Q}_v^2$$

$$951149,3827 \cdot \dot{Q}_v^2 + 333,3333 \cdot \dot{Q}_v - 50,0485 = 0$$

Z kvadratické rovnice nám vyplynou dvě hodnoty objemového průtoku, kde jedna je kladná a druhá záporná, přičemž správná hodnota objemového průtoku je kladná, protože záporná hodnota představuje průtok kapaliny z horní nádrže do spodní, což není náš případ.

$$\underline{\underline{\dot{Q}_v = 0,007081 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Dosazením vypočtené hodnoty objemového průtoku do rovnice, určující měrnou energii čerpadla, dostaneme hodnotu měrné energie čerpadla:

$$Y_\varepsilon = 130 - \frac{10^3}{3} \cdot \dot{Q}_v - \frac{10^6}{3} \cdot \dot{Q}_v^2 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (6.10)$$

kde \dot{Q}_v $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ je objemový průtok čerpadla

$$Y_\varepsilon = 130 - \frac{10^3}{3} \cdot 0,007081 - \frac{10^6}{3} \cdot 0,007081^2$$

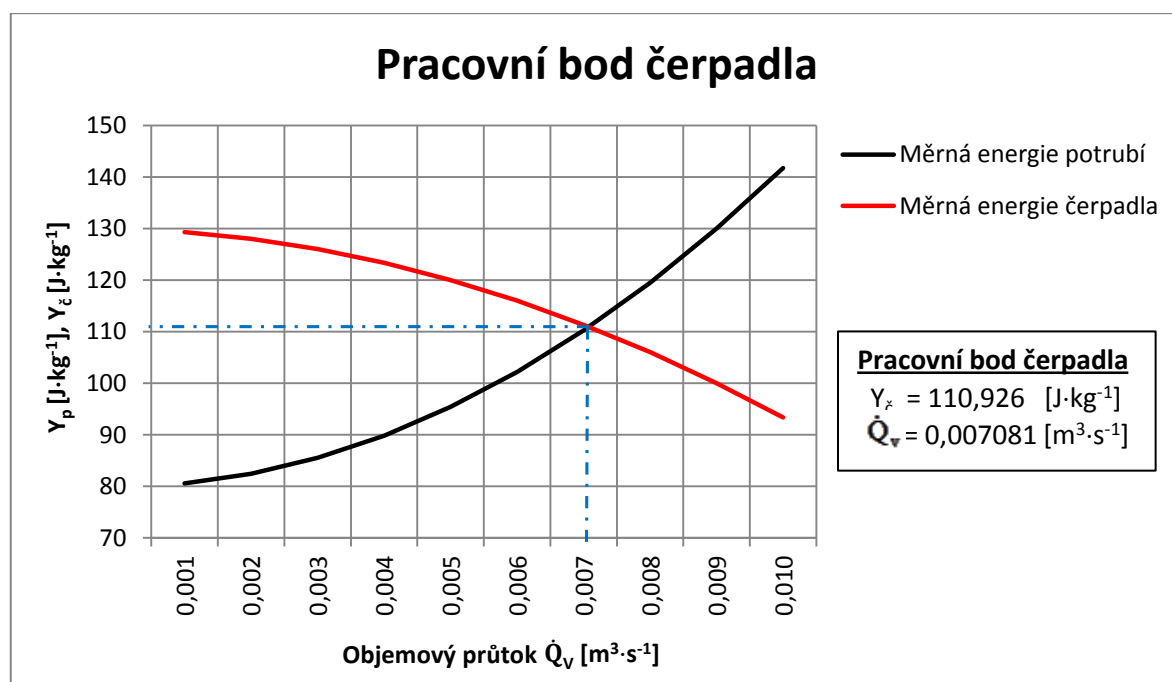
$$\underline{\underline{Y_\varepsilon = 110,926 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}}}$$

6.4 Grafické řešení

Pracovní bod čerpadla je tabelován pro průtok $1\text{--}10\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ a následně jsou data vynesena do grafu, viz Obr. 6. 2.

$\dot{Q}_v [\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	$Y_p [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$	$Y_c [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}]$
0,001	80,6	129,3
0,002	82,4	128,0
0,003	85,5	126,0
0,004	89,8	123,3
0,005	95,4	120,0
0,006	102,2	116,0
0,007	110,2	111,3
0,008	119,5	106,0
0,009	130,0	100,0
0,010	141,7	93,3

Tab. 6. 1 Tabulka stanovených měrných energií pro daný objemový průtok



Obr. 6. 2 Pracovní bod čerpadla

6.5 Stanovení hydraulického výkonu a příkonu čerpadla

Hydraulický výkon čerpadla je dán následujícím vztahem:

$$P_h = \rho \cdot \dot{Q}_v \cdot Y_\xi \quad [\text{W}] \quad (6.11)$$

kde ρ $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ je hustota vody
 \dot{Q}_v $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ je objemový průtok čerpadla
 Y_ξ $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$ je měrná energie čerpadla

Po číselném dosazení do rovnice (6.11) dostaneme hodnotu hydraulického výkonu čerpadla:

$$P_h = 1000 \cdot 0,007081 \cdot 110,926$$

$$\underline{\underline{P_h = 785,467 \text{ W}}}$$

Hydraulický příkon čerpadla je dán podílem jeho hydraulického výkonu a účinnosti, kde účinnost čerpadla je 0,77:

$$P = \frac{P_h}{\eta} \quad [\text{W}] \quad (6.12)$$

kde P_h $[\text{W}]$ je hydraulický výkon čerpadla
 η $[1]$ je účinnost čerpadla

Po číselném dosazení do rovnice (6.12) dostaneme hodnotu hydraulického příkonu čerpadla:

$$P = \frac{785,467}{0,77}$$

$$\underline{\underline{P = 1020,087 \text{ W}}}$$

6.6 Stanovení charakteristiky ocelového potrubí

Rychlost proudění v sacím potrubí určíme z rovnice kontinuity:

$$\dot{Q}_V = S_s \cdot v_s \quad \left[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (6.13)$$

kde S_s $[\text{m}^2]$ je průřez sacího potrubí
 v_s $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je rychlost proudění v sacím potrubí

Z výše uvedené rovnice (6.13) si vyjádříme rychlost proudění v sacím potrubí, která je dána rovnicí:

$$v_s = \frac{4 \cdot \dot{Q}_V}{\pi \cdot d_s^2} \quad \left[\text{m} \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (6.14)$$

kde \dot{Q}_V $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ je objemový průtok čerpadla
 π $[1]$ je bezrozměrový parametr
 d_s $[\text{m}]$ je průměr sacího potrubí

Po číselném dosazení do rovnice (6.14) dostaneme hodnotu rychlosti proudění v sacím potrubí:

$$v_s = \frac{4 \cdot 0,007081}{\pi \cdot 0,1^2}$$
$$\underline{\underline{v_s = 0,902 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Rychlost proudění ve výtlačném potrubí určíme z rovnice kontinuity:

$$\dot{Q}_V = S_v \cdot v_v \quad \left[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (6.15)$$

kde S_v $[\text{m}^2]$ je průřez výtlačného potrubí
 v_v $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je rychlost proudění ve výtlačném potrubí

Z výše uvedené rovnice (6.15) si vyjádříme rychlost proudění ve výtlačném potrubí, která je dána rovnicí:

$$v_v = \frac{4 \cdot \dot{Q}_V}{\pi \cdot d_v^2} \quad \left[\text{m} \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (6.16)$$

kde \dot{Q}_V $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ je objemový průtok čerpadla
 π $[1]$ je bezrozměrový parametr
 d_v $[\text{m}]$ je průměr výtlačného potrubí

Po číselném dosazení do rovnice (6.16) dostaneme hodnotu rychlosti proudění ve výtlačném potrubí:

$$v_v = \frac{4 \cdot 0,007081}{\pi \cdot 0,075^2}$$

$$\underline{\underline{v_v = 1,603 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Nyní můžeme určit hodnotu Re čísla pro sací i pro výtlačné potrubí, kde Reynoldsovo číslo pro sací potrubí určíme ze vztahu:

$$\text{Re}_s = \frac{v_s \cdot d_s}{\nu} \quad [1] \quad (6.17)$$

kde v_s $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je rychlost proudění v sacím potrubí
 d_s $[\text{m}]$ je průměr sacího potrubí
 ν $[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$ je kinematická viskozita vody

Po číselném dosazení do rovnice (6.17) dostaneme hodnotu Reynoldsova čísla pro sací potrubí:

$$\text{Re}_s = \frac{0,902 \cdot 0,1}{1 \cdot 10^{-6}}$$

$$\underline{\underline{\text{Re}_s = 90200}}$$

Reynoldsovo číslo pro výtlačné potrubí určíme ze vztahu:

$$\text{Re}_v = \frac{v_v \cdot d_v}{\nu} \quad [1] \quad (6.18)$$

kde v_v $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ je rychlost proudění ve výtlačném potrubí
 d_v $[\text{m}]$ je průměr výtlačného potrubí
 ν $[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$ je kinematická viskozita vody

Po číselném dosazení do rovnice (6.18) dostaneme hodnotu Reynoldsova čísla pro výtlačné potrubí:

$$\text{Re}_v = \frac{1,603 \cdot 0,075}{1 \cdot 10^{-6}}$$

$$\underline{\underline{\text{Re}_v = 120225}}$$

V obou potrubích je turbulentní proudění. Ted' už nám jen zbývá určit oblast proudění, kde hranicí mezi přechodovou a plně turbulentní oblastí je mezní číslo Reynoldsovo $Re_M [-]$, $Re_k = 2320 [-]$.

V této přechodové oblasti platí:

$$Re_k < Re < Re_M$$

kde Re_k [1] je kritické Reynoldsovo číslo
 Re [1] je Reynoldsovo číslo
 Re_M [1] je mezní Reynoldsovo číslo

Hodnotu Re_{Ms} pro sací potrubí stanovíme ze vztahu:

$$Re_{Ms} = 445 \cdot \frac{D_s}{k} \quad [1] \quad (6.19)$$

kde D_s [m] je průměr sacího potrubí
 k [m] je absolutní drsnost potrubí

Po číselném dosazení do rovnice (6.19) dostaneme hodnotu mezního Reynoldsova čísla pro sací potrubí:

$$Re_{Ms} = 445 \cdot \frac{0,1}{0,0002}$$

$$\underline{\underline{Re_{Ms} = 222500}}$$

Hodnotu Re_{Mv} pro výtlačné potrubí stanovíme ze vztahu:

$$Re_{Mv} = 445 \cdot \frac{D_v}{k} \quad [1] \quad (6.20)$$

kde D_v [m] je průměr výtlačného potrubí
 k [m] je absolutní drsnost potrubí

Po číselném dosazení do rovnice (6.20) dostaneme hodnotu mezního Reynoldsova čísla pro výtlačné potrubí:

$$Re_{Mv} = 445 \cdot \frac{0,075}{0,0002}$$

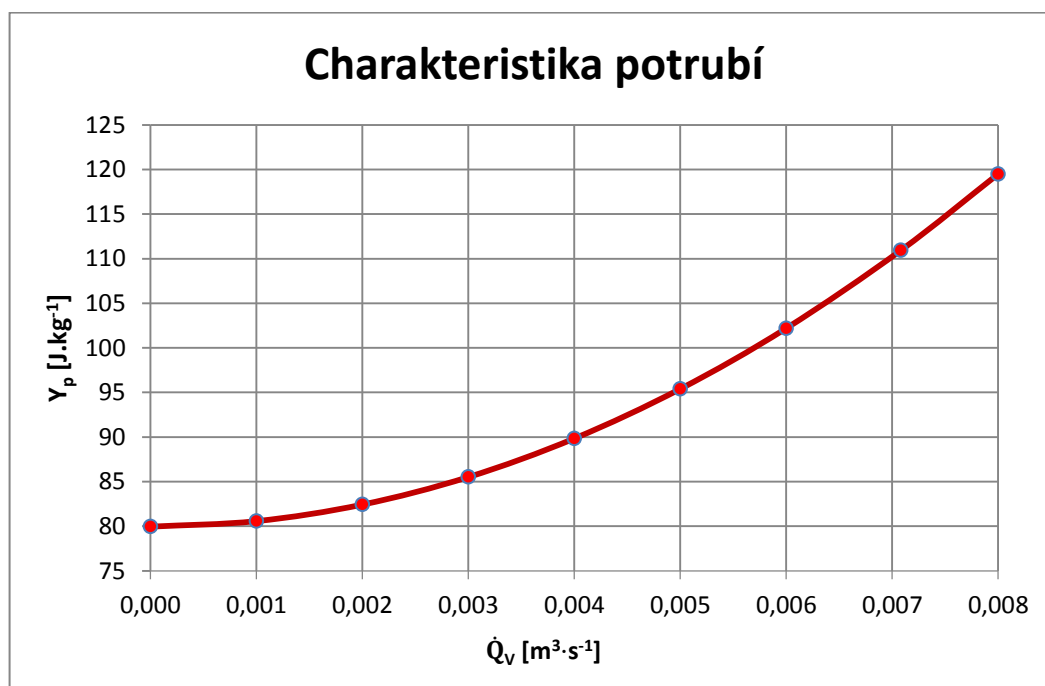
$$\underline{\underline{Re_{Mv} = 166875}}$$

Vztah $Re_k < Re < Re_M$ platí jak pro sací, tak pro výtlačné potrubí, čili nacházíme se v přechodové oblasti turbulentního proudění.

Charakteristika potrubí je dána rovnicí měrné energie potrubí, která je odvozena výše a její konečná podoba je ve tvaru $Y_p = 79,9515 + 617816,0494 \cdot \dot{Q}_v^2$, kde do vztahu je nutné dosadit průtok v $m^3 \cdot s^{-1}$. Tato charakteristika je tabelována pro objemový průtok 0 - 8 $l \cdot s^{-1}$ a následně jsou data vynesena do grafu, viz Obr. 6. 3.

\dot{Q}_v	\dot{Q}_v	Y_p
$[l \cdot s^{-1}]$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	$[J \cdot kg^{-1}]$
0	0,000	80,0
1	0,001	80,6
2	0,002	82,4
3	0,003	85,5
4	0,004	89,8
5	0,005	95,4
6	0,006	102,2
7	0,007	110,9
8	0,008	119,5

Tab. 6. 2 Tabulka stanovené měrné energie potrubí



Obr. 6. 3 Charakteristika potrubí

6.7 Závěr

Navržený čerpací systém je vytvořen a je dán těmito parametry:

- | | | |
|------------------------------|--------------------------|----------------------------------|
| • měrná energie čerpadla | $Y_{\text{č}} = 110,926$ | $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ |
| • objemový průtok čerpadla | $\dot{Q}_v = 0,007081$ | $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ |
| • hydraulický výkon čerpadla | $P_h = 785,467$ | W |
| • příkon čerpadla | $P = 1020,087$ | W |

Pracovní bod čerpadla byl stanoven analyticky i graficky pro objemový průtok v rozsahu $1 - 10 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$, kde jeho stanovení můžeme pozorovat na Obr. 6. 2.

Dalším úkolem bylo stanovit charakteristiku potrubí, která je vyjádřena jako závislost měrné energie potrubí na objemovém průtoku čerpadla. Tato charakteristika je stanovena pro objemový průtok v rozsahu $0 - 8 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ a můžeme ji vidět na Obr. 6. 3.

7 Závěr

Úkolem bakalářské práce, bylo vytvořit přehled používaných uspořádání čerpadel pro jaderné elektrárny s jejich krátkou charakteristikou. První část práce je zaměřena na rozdělení čerpadel podle způsobu přeměny mechanické práce na potenciální a kinetickou energii, kdy se čerpadla rozdělují na dva typy, a to na čerpadla hydrodynamická a hydrostatická. Práce obsahuje i stručné porovnání těchto dvou typů čerpadel. Dále jsou zde uvedeny základní fyzikální veličiny používané u čerpadel, a to především objemový a hmotnostní průtok, měrná energie čerpadla, jeho příkon a dopravní výška.


Další část mé bakalářské práce je věnována nejdůležitějším čerpadlům používaných v jaderných elektrárnách. Jaderné elektrárny v České republice jsou tlakovodního typu a mají dva uzavřené chladicí okruhy, a to primární a sekundární okruh. Podle okruhu dělíme čerpadla na čerpadla primárního a čerpadla sekundárního okruhu jaderné elektrárny. U jednotlivých typů čerpadel jsou uvedeny jejich konstrukce, parametry a účel použití. V jaderné energetice lze použít i čerpadla, která nejsou primárně určena pro provoz v jaderných elektrárnách, je zde ale řada problémů. Většinou nebývá problém splnit základní požadované parametry, jimiž jsou objemový průtok čerpadla, jeho dopravní výška a konstrukční provedení (horizontální, vertikální, spirální, článkové atd.), ale nejsložitější je vyhovět po stránce legislativní. Vlastní schvalovací proces je daleko složitější a zdouhavější než výroba samotného čerpadla.

Závěr práce je věnován návržení vhodného čerpacího systému pro chlazení bazénu s vyhořelým jaderným palivem, vyžadující stálý odvod zbytkového tepla z vyhořelých palivových článků. Pro tento navržený čerpací systém jsem zvolil odstředivé čerpadlo typu TB90D01.

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé bakalářské práce.

V Ostravě: 21. 5. 2012



(podpis autora)

8 Seznam použité literatury

- [1] ŠMÍD, P., *Konstrukční provedení čerpadel: Bakalářská práce*. BRNO: Vysoké učení technické v Brně, 2010. 38 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.
- [2] HEJZLAR, R., *Stroje a zařízení jaderných elektráren*. Díl. 1. Část čerpadla. Vydání 4. PRAHA: Vydavatelství ČVUT, 2005. 166 s. ISBN 80-01-03190-X.
- [3] VŠB-TU OSTRAVA – *Hydrodynamika a hydrodynamické stroje* [online], [cit. 2011 11-14]. Dostupné z: <
<http://www.338.vsb.cz/PDF/Janalik-hydrodynamikaahydrodynamickestroje.pdf>>
- [4] HLAVÁČEK, D., *Konstrukční provedení čerpadel: Bakalářská práce*. BRNO: Vysoké učení technické v Brně, 2010. 43 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.
- [5] SIGMA LUTÍN – *Prospekt čerpadla KHXP*, OLOMOUC: Sigma Lutín, 2002. 4 s.
- [6] SIGMA LUTÍN – *Prospekt čerpadla BQUW*, OLOMOUC: Sigma Lutín, 2002. 4 s.
- [7] SIGMA LUTÍN – *Prospekt čerpadla CVNP*, OLOMOUC: Sigma Lutín, 2002. 6 s.
- [8] VŠB-TU OSTRAVA – *Cvičení z mechaniky tekutin* [online], [cit. 2012-02-15]. Dostupné z: <
<http://www.338.vsb.cz/PDF/HydroPrikklad.pdf>>
- [9] VŠB-TU OSTRAVA – *Mechanika tekutin* [online], [cit. 2012-02-25]. Dostupné z: <
<http://www.338.vsb.cz/PDF/Drabkova-Mechanikatekutin.pdf>>
- [10] VŠB-TU OSTRAVA – *Vybrané kapitoly z mechaniky tekutin* [online], [cit. 2012-03-04]. Dostupné z: <
<http://www.338.vsb.cz/PDF/Janalik-Vybranekapitolyzmechanikytekutin.pdf>>
- [11] VŠB-TU OSTRAVA – *Čerpací technika a potrubí* [online], [cit. 2012-03-04]. Dostupné z: <
<http://www.338.vsb.cz/PDF/Blechar-Drabkova-CTaPNDC.pdf>>
- [12] ČEZ A.S., *Havarijní systémy*. PRAHA, 1995, 37s.
- [13] VUT BRNO – *Návrh pracovního bodu odstředivého čerpadla* [online], [cit. 2012-03-21]. Dostupné z: <
http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=6690>

9 Seznam použitých obrázků a tabulek

Obr. 2. 1 Rozdělení čerpadel [2]	13
Obr. 3. 1 Čerpadla v jaderné elektrárně [2]	16
Obr. 3. 2 Zapouzdřené čerpadlo GCEN - 310 [2]	19
Obr. 3. 3 Čerpadlo s těsněním hřídele GCEN - 317 [2]	21
Obr. 3. 4 Napájecí čerpadlo firmy Sigma Lutín typu 250 KHX [5]	24
Obr. 3. 5 Chladicí čerpadlo firmy Sigma Lutín typu 1800 BQUW [6]	25
Obr. 3. 6 Kondenzátní čerpadlo firmy Sigma Lutín typu 250 CVN [7]	26
Obr. 4. 1 Sprchové čerpadlo 1TQ11,21,31D01 a čerpadlo havarijního normálního dochlazování 1TQ12,22,32D01 [12]	29
Obr. 4. 2 Vysokotlaké čerpadlo havarijního doplňování TQ13,23,33D01 [12]	32
Obr. 4. 3 Vysokotlaké čerpadlo havarijního vstřikování TQ14,24,34D01 [12]	33
Obr. 4. 4 Schéma havarijních systému TQ [12]	35
Obr. 5. 1 Schéma napájecí stanice bloku 440 MW [2]	36
Obr. 5. 2 Schéma napájecí stanice bloku 1000 MW [2]	36
Obr. 6. 1 Schéma čerpacího systému [11]	37
Obr. 6. 2 Pracovní bod čerpadla	41
Obr. 6. 3 Charakteristika potrubí	46
Tab. 6. 1 Tabulka stanovených měrných energií pro daný objemový průtok	41
Tab. 6. 2 Tabulka stanovené měrné energie potrubí	46